

**А.А. ПЕРМЯКОВ**, д-р техн. наук, проф., НТУ «ХПИ», г. Харьков;  
**А.П. ПАЦИОРА**, инж.-технолог НКМЗ, г.Краматорск

## ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ФОРМИРОВАНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ЭФФЕКТА НА НАПРАВЛЯЮЩИХ ОПОРАХ ИНСТРУМЕНТА ДЛЯ ОБРАБОТКИ ГЛУБОКИХ ОТВЕРСТИЙ

На основі гідродинамічної теорії змащування розглянута можливість формування гідродинамічного тиску на напрямних опорах інструмента для обробки глибоких отворів. Отримані рівняння течії змащувально-охолоджуючої рідини між напрямними опорами і обробленим отвором. Виведена система рівнянь, що описує рух інструмента за умов гідродинамічного ефекту на напрямних опорах

The possibility of the hydrodynamic pressure forming on guiding pads of tools for the deep holes machining is considered on the ground of the hydrodynamic theory of the lubrication. Flow equations for the coolant oil in the gap between guiding pads and the hole are received. The motion system of equations for the tool in the hydrodynamic contact condition on guiding pads is given.

**Введение.** Наиболее производительным способом обработки глубоких отверстий на сегодняшний день является система STS (Single Tube System) - одноштанговая система. Отличительной особенностью способа есть то, что СОЖ подаётся в зону резания через зазор между поверхностью борштанги и обрабатываемым отверстием, а затем вместе со стружкой удаляется через отверстие в борштанге. Применение такой системы исключает необходимость в стружечной канавке, что делает инструмент максимально жёстким. Подача СОЖ осуществляется шестеренчатыми или винтовыми насосами через маслоприёмник под давлением 2,5 - 4 МПа при расходе СОЖ до 2000л/мин в зависимости от диаметра обрабатываемого отверстия. Высокое давление в зоне резания обеспечивает эффективный теплоотвод и беспрепятственное удаление стружки, что в сочетании с большой жёсткостью инструмента обеспечивает наибольшую производительность способа. Кроме того, интенсивная подача СОЖ под высоким давлением служит для поддержки и смазки направляющих опор режущей головки. Сверление осуществляется путём противоположного вращения борштанги со скоростью  $n_c$  и обрабатываемой детали  $n_o$  и продольной подачи режущей головки (рис. 1, а). Головка глубокого сверления содержит корпус 1, сменные многогранные твердосплавные пластины (СМТП) – периферийная 2, промежуточные 3, центральная 4, сменные направляющие опоры 5, вспомогательную опору 6, каналы для отвода СОЖ 7 и резьбовую часть 8 для крепления на борштанге.

Направляющие опоры 5 служат для базирования инструмента по уже обработанному отверстию, тем самым, воспринимая нагрузку от сил резания, возникающих на режущих кромках СМТП при сверлении. На сегодняшний день малоисследованным остаётся вопрос износа направляющей части

инструмента для обработки глубоких отверстий, хотя данное явление во многом определяет качество обработанной поверхности, точность отверстия и работоспособность инструмента. Износ направляющих опор приводит к потере жёсткости режущих головок, снижению их ресурса и стойкости режущих пластин. Работа с изношенными направляющими опорами приводит к снижению шероховатости, разбивке отверстия и появлению винтообразной огранки по длине обработанного отверстия. При обработке сверхглубоких отверстий ( $l/d > 100$ ) с большим вылетом инструмента потеря жёсткости является одной из причин увода оси [1, 2]. В отечественной литературе вопрос износа направляющих опор инструмента для обработки глубоких отверстий практически не освещён. В работах, посвящённых этой теме, анализируется площадь контакта и коэффициент трения между направляющими опорами и обработанным отверстием [3]. При этом исследуются условия контакта при величинах шероховатости поверхности направляющих опор  $Ra_{0,8-3,2}$  мкм. Как показал опыт эксплуатации направляющих опор с шероховатостью на один порядок меньшей, чем указанная в [3], на большей части направляющих опор отсутствует непосредственный контакт и такие параметры как площадь контакта, коэффициент трения, износ и пр. носят абсолютно иной характер. Поэтому исследования в этой области требуют пересмотра решений и изыскания нового подхода в трактовке механизма изнашивания направляющих опор. Частично проблему износа большинство производителей решают, благодаря применению в качестве материала направляющих опор твёрдого сплава на основе карбида вольфрама WC и кобальта Co (твёрдость HV90..100), а также достижением шероховатости их поверхности  $Ra_{0,08 - 0,2}$  мкм. Стоимость таких направляющей для потребителя колеблется в пределах 100-150\$. Высокая цена требует новых решений в области обеспечения долговечности направляющих опор. Наиболее эффективным направлением в этой области является исследование гидродинамических явлений, возникающих в зоне контакта направляющих опор с обработанной поверхностью. Достижение гидродинамического эффекта по всей длине направляющих опор позволит исключить явление износа и решить проблему качества и производительности обработки глубоких отверстий на принципиально новом уровне.

**Основная часть.** Рассмотрим явление формирования гидродинамического эффекта в масляном зазоре между направляющими опорами и обработанной поверхностью детали. Диаметр инструмента по направляющим опорам 5 (рис. 1, а) всегда на  $\Delta = 0,05-0,1$  мм меньше диаметра по периферийной пластине 2, что исключает заедание сверлильной головки в отверстии. В процессе резания под действием результирующей нагрузки  $R$  инструмент смещается в пределах данного зазора (рис. 2, б), на некоторую величину  $0 < e < \Delta$ . Тем самым между направляющими 5 и обработанной поверхностью отверстия создаётся клиновидный зазор, заполненный подаваемой под давлением  $P_0$  СОЖ. При вращении сверлильной головки

СОЖ прилипает к поверхности направляющих 5 и отверстия и вовлекается в зазор. В зазоре, в силу разности скоростей частиц у поверхности направляющих и отверстия, появляется относительное скольжение частиц СОЖ, чему препятствуют силы вязкости. Схема образования гидродинамического давления в зазоре между направляющими инструмента и поверхностью отверстия приведена на рисунке 2.

На элементарный объём с гранями  $dx$ ,  $dz$  действует гидродинамическое давление  $p$  и касательное напряжение  $\tau$ . Если пренебречь силами инерции условие равновесия действующих сил для выделенного объёма в направлении  $x$  будет иметь вид [4]:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial \tau}{\partial y} \quad (1)$$

Чтобы уравновесить силы вязкости на элементарном объёме СОЖ повышается давление. Это давление передаётся на твёрдые поверхности и разделяет их от непосредственного контакта.

Давление в смазочном слое вначале сужающейся, а затем расширяющейся щели (зазоре) вначале возрастает, а затем, достигнув максимума в зоне, располагающейся до места минимальной толщины, уменьшается. Таким образом, реализуются условия для создания гидродинамического давления, передаваемого на поверхности направляющих инструмента и обработанного отверстия. Рассмотрим силы в системе инструмент-деталь (рис. 1, а, б). Во время работы на инструмент действуют силы резания на кромках режущих пластин 2, 3, 4. Результирующая сил резания при неизменности внешних условий является постоянной по величине, а вектор силы вращается относительно центра масс инструмента с частотой  $n_c$ , равной частоте вращения сверла. В работе [5] все силы резания приведены к одной результирующей силе  $F$ , разработана модель, позволяющая точно определять её величину и направление, относительно направляющих опор.

Уравнение движения инструмента в абсолютной системе координат имеет вид:

$$m \frac{d\vec{u}}{dt} = \vec{F}(t) + \vec{P}(t) + \vec{G}, \quad (2)$$

где  $m$  – масса инструмента;  $u$  – скорость движения центра масс инструмента;  $F(t)$  – результирующая внешних сил (сил резания);  $P(t)$  – реакция смазочного слоя,  $G$  – сила тяжести системы инструмент-борштанга;  $t$  – время.

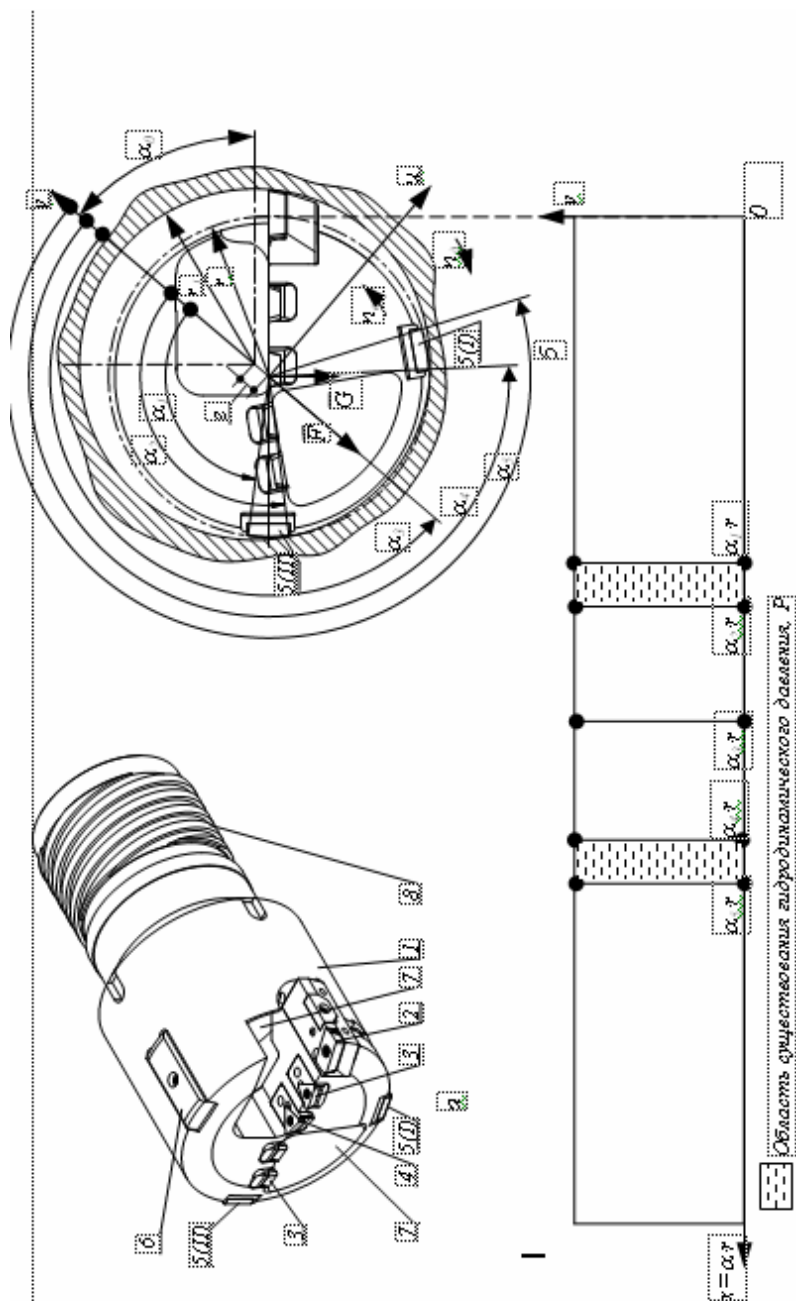


Рис. 1 Головка глубокого сверления с механическим креплением СМТП (а), схема взаимодействия инструмента с деталью (б) и развёртка рабочей (направляющей) поверхности инструмента (в)

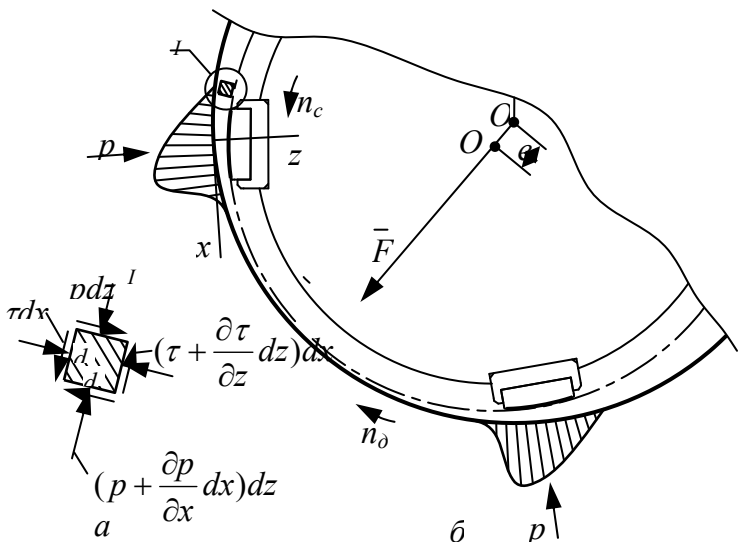


Рис.2 Схема образования гидродинамического давления: а – элементарный объём СОЖ, б – эпюра гидродинамического давления

Для удобства определения проекций реакции смазочного слоя введём вращающуюся вместе с инструментом систему координат ( $uv$ ) с началом отсчёта в центре масс инструмента (рис. 1, б). Пренебрегая моментами пуска и остановки шпинделя, принимаем равномерное движение инструмента, в силу чего  $\overline{du}/dt = 0$ . Тогда уравнение (2) в проекции на оси  $uv$  примет вид:

$$\begin{cases} -F - mg \cdot \sin(\alpha + \alpha_0) = P_V(\chi, \alpha, \frac{d\alpha}{dt}, \mu), \\ mg \cdot \cos(\alpha + \alpha_0) = P_U(\chi, \alpha, \frac{d\alpha}{dt}, \mu), \end{cases} \quad (3)$$

где  $\chi = e/\Delta$  - относительный эксцентриситет инструмента;  $\alpha$  - угол поворота подвижной системы координат;  $\alpha_0$  - начальный угол поворота подвижной системы координат относительно горизонтальной оси;  $\mu$  - динамический коэффициент вязкости СОЖ.

Для определения правой части уравнений (3) сначала изучим распределение скоростей жидкости по сечениям смазочного слоя. Для этого рассмотрим систему уравнений Рейнольдса для смазочного слоя:

$$\begin{cases} \frac{\partial p}{\partial x} = \mu \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2}; \\ \frac{\partial p}{\partial y} = \mu \frac{\partial^2 v_y}{\partial z^2}; \\ \frac{\partial p}{\partial z} = 0, \end{cases} \quad (4)$$

где  $v_x$  – скорость течения жидкости вдоль оси  $x$  (в поперечном к оси направлении);  $v_y$  – скорость течения жидкости вдоль оси  $y$  (параллельно оси инструмента).

Процесс обработки глубоких отверстий в системе STS с целью эффективного стружки и теплоотвода сопровождается обильной подачей СОЖ. Например, при сплошном сверлении  $\varnothing 200$  расход СОЖ, согласно рекомендаций фирмы Sandvik Coromant, должен составлять  $q=700$  л/мин при давлении 1МПа. Поэтому в дальнейшем будем рассматривать температуру в зоне жидкостного трения как постоянную величину. Кроме того, для упрощения расчётов примем: вязкость жидкости не зависящей от давления, поверхности направляющих опор и отверстия - идеально гладкие, направляющие опоры строго параллельны поверхности отверстия, т.е.  $z=h(y)=const$ ; сила трения в условиях гидродинамического контакта принята равной 0 в виду малого коэффициента жидкостного трения.

Дважды проинтегрировав первые два уравнения системы (4), получим:

$$\begin{cases} \mu \cdot v_x = \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{z^2}{2} + C \cdot z + D; \\ \mu \cdot v_y = \frac{\partial p}{\partial y} \cdot \frac{z^2}{2} + C_1 \cdot z + D_1; \end{cases} \quad (5)$$

Постоянные интегрирования определим из граничных условий:

1. на поверхности обработанного отверстия при  $z=0$   $v_y=0$   $v_x=-U_\partial$ , тогда  $D=-\mu \cdot U_\partial$ ,  $D_1=0$ ;
2. при  $z=h$   $v_y=s$   $v_x=U_c$ ,

где  $U_\partial$  – окружная скорость детали;  $U_c$  – окружная скорость инструмента;  $h$  – толщина слоя СОЖ в данной точке.

Подставив значения  $D$  и  $D_1$  в систему (6) найдём  $C$  и  $C_1$ :

$$C = \mu \frac{U_c + U_\partial}{h} - \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{h}{2}; \quad C_1 = \mu \frac{s}{h} - \frac{\partial p}{\partial y} \cdot \frac{h}{2}$$

После ряда преобразований, с учётом выражений для постоянных интегрирования, получим систему уравнений, описывающих распределение скоростей по сечениям смазочного слоя:

$$\begin{cases} v_x = (U_c + U_o) \frac{z}{h} - U_o - \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} z(h-z), \\ v_y = s \frac{z}{h} - \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial y} z(h-z). \end{cases} \quad (6)$$

Определим расход СОЖ в направлении осей  $x$  и  $y$ , отнесённый к длине направляющих опор  $l$ :

$$\begin{cases} Q_x = \int_0^h v_x dz, \\ Q_y = \int_0^h v_y dz. \end{cases} \quad (7)$$

После подстановки (6) в (7) и вычисления интегралов получим:

$$\begin{cases} Q_x = \frac{U_c - U_o}{2} h - \frac{1}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} h^3, \\ Q_y = \frac{s}{2} h - \frac{1}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} h^3 \end{cases} \quad (8)$$

На основании уравнения неразрывности расход через любое сечение имеет одно и то же значение. Вычислим его для сечения, в котором давление

$$\text{достигло экстремума, т.е. } \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \text{ и } \frac{\partial p}{\partial y} = 0 : \begin{cases} Q'_x = \frac{U_c - U_o}{2} h_0, \\ Q'_y = \frac{s}{2} h_0, \end{cases} \quad (9)$$

где  $h_0$  – толщина слоя СОЖ на участке максимального и минимального давления

Подставив выражения расхода СОЖ при экстремальных значениях давления в уравнения (8) получим частный случай уравнения Рейнольдса для исследования смазочного слоя в зазоре между направляющими опорами инструмента и деталью:

$$\begin{cases} \frac{\partial p}{\partial x} = 6\mu(U_c - U_o) \frac{h - h_0}{h^3}, \\ \frac{\partial p}{\partial y} = 6\mu \cdot s \frac{h - h_0}{h^3}, \end{cases} \quad (10)$$

Подставляя выражения для  $\frac{\partial p}{\partial x}$  и  $\frac{\partial p}{\partial y}$  в (6) получим уравнения для исследования распределения скоростей в слое СОЖ:

$$\begin{cases} v_x = (U_c + U_o) \frac{z}{h} - U_o - 3(U_c - U_o) \frac{h - h_0}{h^3} z(h - z), \\ v_y = s \left( \frac{z}{h} - 3 \frac{h - h_0}{h^3} z(h - z) \right). \end{cases} \quad (11)$$

Продифференцировав уравнения системы (10) получим:

$$\begin{cases} \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\partial p}{\partial x} \right) = \frac{6\mu}{h^3} (U_c - U_o) \frac{\partial h}{\partial x}, \\ \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{6\mu}{h^3} \cdot s \frac{\partial h}{\partial y}, \end{cases} \quad (12)$$

или

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\mu(U_c - U_o) \frac{\partial h}{\partial x} + 6\mu \cdot s \frac{\partial h}{\partial y} \quad (13)$$

Поскольку положение направляющих опор и направление вектора результирующей нагрузки удобнее описывать в угловых координатах (рис. 1б, в) произведём замены линейных величин.

Координата  $x$ :  $x = \alpha \cdot R$ , где  $R$  – радиус инструмента по направляющим опорам.

Толщина слоя СОЖ на координате  $\alpha$ :  $h = (R_l - R) + e \cdot \cos \alpha$ , где  $R_l$  – радиус обработанного отверстия;  $e$  – эксцентриситет (величина смещения оси инструмента относительно оси обрабатываемого отверстия)

Представим эксцентриситет через величину минимального зазора  $h_0$  в сечении с экстремальным давлением:  $e = (R_l - R) - h_0$ .

Обозначим разницу  $R_l - R$ , как  $\Delta$  – зазор между направляющими опорами и деталью в ненагруженном состоянии тогда толщина слоя СОЖ по координате  $\alpha$ :  $h = \Delta + (\Delta - h_0) \cdot \cos \alpha$

Подставим замены  $x$  и  $h$  в первое уравнение системы (12):

$$\frac{1}{R} \frac{\partial^2 p}{\partial \alpha^2} = \frac{6\mu}{(\Delta + (\Delta - h_0) \cos \alpha)^3} (U_c - U_o) \frac{\partial(\Delta + (\Delta - h_0) \cos \alpha)}{\partial(\alpha \cdot R)};$$

Проинтегрируем левую и правую часть уравнения по координате  $\alpha$  получим:



$$\frac{\partial p}{\partial \alpha} = \frac{6\mu(U_c - U_d)}{(\Delta + (\Delta - h_0)\cos\alpha)^2}.$$

Тогда уравнение изменения давления по координате  $\alpha$  имеет вид:

$$p = \int \frac{6\mu(U_c - U_d)}{(\Delta + (\Delta - h_0)\cos\alpha)^2} d\alpha \quad (14)$$

Составляющие  $P_v$  и  $P_u$  уравнивающей нагрузки  $P$  реакции смазочного слоя определим интегрированием давления  $p$ , распределённого по рабочей поверхности направляющих опор, ограниченных углами  $\alpha_1 - \alpha_2$  и  $\alpha_3 - \alpha_4$ . В виду малой величины коэффициента трения при жидкостном трении, влиянием силы трения пренебрегаем.

Для направляющей опоры  $II$ :

$$P_{VI} = r \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \int_0^B p \cdot \cos \alpha d\alpha dy;$$

$$P_{VII} = r \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \int_0^B p \cdot \sin \alpha d\alpha dy.$$

Для направляющей опоры  $I$ :

$$P_{VI} = r \int_{\alpha_3}^{\alpha_4} \int_0^B p \cdot \cos \alpha d\alpha dy;$$

$$P_{VII} = r \int_{\alpha_3}^{\alpha_4} \int_0^B p \cdot \sin \alpha d\alpha dy.$$

Подставив выражения (14) в полученные уравнения и, сложив соответствующие проекции сил, получим:

$$\begin{aligned} P_U &= r \left( \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \int_0^B \frac{6\mu(U_c - U_d)}{(\Delta + (\Delta - h_0)\cos\alpha)^2} d\alpha \cdot \sin \alpha d\alpha dy + \int_{\alpha_3}^{\alpha_4} \int_0^B \frac{6\mu(U_c - U_d)}{(\Delta + (\Delta - h_0)\cos\alpha)^2} d\alpha \cdot \sin \alpha d\alpha dy \right) \\ P_V &= r \left( \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \int_0^B \frac{6\mu(U_c - U_d)}{(\Delta + (\Delta - h_0)\cos\alpha)^2} d\alpha \cdot \cos \alpha d\alpha dy + \int_{\alpha_3}^{\alpha_4} \int_0^B \frac{6\mu(U_c - U_d)}{(\Delta + (\Delta - h_0)\cos\alpha)^2} d\alpha \cdot \cos \alpha d\alpha dy \right). \end{aligned} \quad (15)$$

Подставив выражения (15) в систему (3) получим систему уравнений, описывающих движение инструмента в подвижной системе координат  $uv$ :

$$\begin{cases} -F - mg \cdot \sin(\alpha + \alpha_0) = r \left( \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \int_0^B \frac{6\mu(U_c - U_d)}{(\Delta + (\Delta - h_0)\cos\alpha)^2} d\alpha \cdot \cos \alpha d\alpha dy + \int_{\alpha_3}^{\alpha_4} \int_0^B \frac{6\mu(U_c - U_d)}{(\Delta + (\Delta - h_0)\cos\alpha)^2} d\alpha \cdot \cos \alpha d\alpha dy \right), \\ mg \cdot \cos(\alpha + \alpha_0) = r \left( \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \int_0^B \frac{6\mu(U_c - U_d)}{(\Delta + (\Delta - h_0)\cos\alpha)^2} d\alpha \cdot \sin \alpha d\alpha dy + \int_{\alpha_3}^{\alpha_4} \int_0^B \frac{6\mu(U_c - U_d)}{(\Delta + (\Delta - h_0)\cos\alpha)^2} d\alpha \cdot \sin \alpha d\alpha dy \right), \end{cases}$$

**Выводы.** Полученная система уравнений движения инструмента в сочетании с математической моделью [5] результирующей нагрузки  $F$  позволяет полностью описать условия работы направляющих опор инструмента для глубокого сверления (растачивания), работающего с определённой базированием.

В дальнейшем предполагается оценка влияния шаговых и высотных параметров шероховатости направляющих опор и обработанной поверхности на условия формирования гидродинамического клина, а также исследование температурных полей в зоне контакта и их влияние на вязкость СОЖ. Предполагается также связать геометрию режущей части инструмента и режимы резания с режимами жидкостного трения направляющих опор, для обеспечения наиболее благоприятных условий формирования гидродинамического клина. На основе полученных зависимостей возможен количественный расчёт параметров инструмента, СОЖ и режимов резания для работы с достижением полного гидродинамического эффекта на направляющих опорах, что позволит повысить качество и точность глубоких отверстий на стадии проектирования технологического процесса, а также снизить износ направляющих опор.

**Список літератури.** 1. Троцкий Н.Д. Глубокое сверление. - Л.: Машиностроение, 1971-276с. 2. Уткин Н. Ф., Кижняев Ю. И., Немцев Б. А., Шаманин А. А. и др. Обработка глубоких отверстий. — Л.: Машиностроение, 1988. —269с. 3. Пашовкин С.А. Фактическая площадь контакта и коэффициент трения поверхностей направляющих сверла для глубокого сверления и обрабатываемого отверстия. Вестник машиностроения, 2009, №4, с. 67 – 71. 4. Петров Н.П. Гидродинамическая теория смазки. Избранные работы. Под ред. Лейбензона Л.С. – М.: Издательство Академии Наук СССР, 1948, 550с. 5. Пермьяков А.А., Пацiorsа А.П. Математическая модель силового взаимодействия инструмента и заготовки при обработке глубоких отверстий в условиях определённости базирования. «Надёжность инструмента и оптимизация технологических систем». Сборник научных трудов. – Краматорск, вып. №24, 2009. – с.272 – 276.

*Поступила в редакцию 20.09.2010*